



**①⁹ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

Offenlegungsschrift
DE 198 44 086 A 1

(51) Int. Cl.⁶: *A5*
F 02 D 45/00
 F 02 M 25/08
 F 02 D 41/18

⑦ Aktenzeichen: 198 44 086.3
 ⑦ Anmeldetag: 25. 9. 98
 ⑦ Offenlegungstag: 18. 11. 99

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

⑦1 Anmelder:
Siemens AG, 80333 München, DE

(72) Erfinder:
Hartke, Andreas, 93049 Regensburg, DE; Koch,
Achim, 93105 Tegernheim, DE

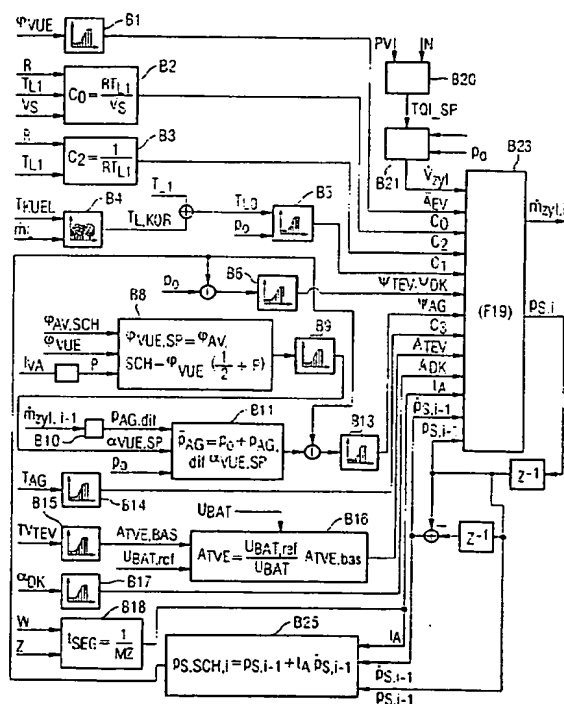
⑤⑥ **Entgegenhaltungen:**
US 57 14 683
WO 97 35 106 A2

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Einrichtung zum Steuern einer Brennkraftmaschine

57 Eine Brennkraftmaschine hat mindestens einen Zylinder, einen Ansaugtrakt und eine Tankentlüftungseinrichtung, die mit dem Ansaugtrakt kommuniziert. Ein dynamisches Modell der Brennkraftmaschine zum Berechnen des Saugrohrdrucks (p_S) und/oder eines Massenstroms (\dot{m}_{sw}) in den Zylinder der Brennkraftmaschine ist vorgesehen. Das Modell hängt ab von mindestens einer einen Massenstrom (\dot{m}_{sw}) in einer Tankentlüftungseinrichtung charakterisierenden Größe und zumindest von den Meßgrößen Drehzahl (N) und Öffnungsgrad (α_{DK}) einer Drosselklappe im Ansaugtrakt.



DE 198 44 086 A 1

DE 198 44 086 A1

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zum Steuern einer Brennkraftmaschine, bei der insbesondere die Laststeuerung über die Gaswechselventile erfolgt.

Aus der WO 97/35106 ist eine Einrichtung zum Steuern einer Brennkraftmaschine bekannt. Die Einrichtung umfaßt ein dynamisches Modell des Ansaugtraktes und einer externen Abgasrückführung der Brennkraftmaschine, das aus Gleichungen für die Massenstrombilanzen im Ansaugtrakt und der Abgasrückführeinrichtung und der Durchflußgleichungen idealer Gase an Drosselstellen abgeleitet ist. Eingangsgrößen des dynamischen Modells sind die Meßgrößen Drehzahl und Öffnungsgrad der Drosselklappe.

Die Aufgabe der Erfindung ist es die bekannte Einrichtung zum Steuern einer Brennkraftmaschine so weiterzubilden, daß sie auch für eine Brennkraftmaschine mit einer Laststeuerung über die Gaswechselventile zuverlässig und präzise ist.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung sind in Unteransprüchen gekennzeichnet.

Bei Brennkraftmaschinen mit einer Laststeuerung durch die Gaswechselventile, also die Ein- und Auslaßventile, erfolgt in weiten Betriebsbereichen der Brennkraftmaschine keine oder nur eine geringe Drosselung der Ansaugluft im Ansaugtrakt. Zum Desorbieren von Kraftstoffdämpfen aus einem Aktivkohlefilter einer Tanklüftungseinrichtung und Ableiten der Kraftstoffdämpfe über ein Tankentlüftungsventil in den Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine muß jedoch eine Drosselung der Ansaugluft in dem Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine erfolgen. Eine tatsächlich von den Zylindern der Brennkraftmaschine angesaugte Gasmasse hängt wesentlich ab von einem Druckgefälle über dem Einlaßventil.

Die Erfindung zeichnet sich dadurch aus, daß das dynamische Modell der Brennkraftmaschine auch abhängt von einer Massenstrom in der Tankentlüftungseinrichtung charakterisierenden Größe. So ist auch während des sogenannten Tankentlüftens ein genaues Ermitteln des Saugrohrdrucks gewährleistet und der Massenstrom im Zylinder kann präzise eingestellt werden. Somit kann die Last an der Brennkraftmaschine präzise eingestellt werden und die Emissionen niedrig gehalten werden.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind anhand der schematischen Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Brennkraftmaschine,

Fig. 2 einen Verlauf eines Ventilhubes, aufgetragen über den Kurbelwellenwinkel KW,

Fig. 3 einen weiteren Verlauf eines Ventilhubes, aufgetragen über den Kurbelwellenwinkel KW,

Fig. 4 ein Blockschaltbild eines dynamischen Modells der Brennkraftmaschine.

Eine Brennkraftmaschine (Fig. 1) umfaßt einen Ansaugtrakt 1 mit einem Saugstutzen 10, einem Sammler 11 und einem Einlaßkanal 12. Die Brennkraftmaschine umfaßt ferner einen Motorblock 2, der den Zylinder Z1 und eine Pleuelstange 22 aufweist. Ein Pleuelstange 22 ist mit dem Zylinder Z1 zugeordnet. Die Pleuelstange 22 ist mit dem Pleuellager 21 und der Pleuelstange 23 verbunden. Ein Zylinderkopf 3 ist vorgesehen, in dem ein Ventiltrieb angeordnet ist mit mindestens einem Einlaßventil 30 und einem Auslaßventil 31. Jedem der Gaswechselventile, die als Einlaßventil 30 und als Auslaßventil 31 ausgebildet sind, ist ein Ventiltrieb 32, 33 zugeordnet. Die Ventiltriebe 32, 33 steuern den Hubbeginn, die Dauer des Hubes und somit das Hubende und ggf. den Hubbetrag des jeweiligen Gaswechselventils. Die Ventiltriebe 32, 33 sind vorzugsweise als elektromechanische Stellantriebe ausgebildet mit mindestens einem Elektromagneten, einem Anker mit einer Ankerplatte, die zwischen einer ersten Anlagefläche des Elektromagneten und einer weiteren Anlagefläche beweglich ist und die mit mindestens einem Rückstellmittel einem Feder-Masse-Schwinger bildet. Durch entsprechendes Bestromen oder Nicht-Bestromen einer Spule des Elektromagneten wird das Gaswechselventil in eine Offenposition oder eine Schließposition gebracht. Die Ventiltriebe 32, 33 können auch elektrohydraulisch oder in einer sonstigen, dem Fachmann bekannten Weise derart ausgebildet sein, daß ein zum Einstellen der Last ausreichendes Ansprechverhalten des Stellantriebs gewährleistet ist. In dem Ansaugtrakt 1 ist ein Einspritzventil 15 in dem Einlaßkanal 12 angeordnet. In dem Zylinderkopf 3 ist ferner eine Zündkerze eingebracht. Das Einspritzventil 15 kann alternativ auch derart in dem Zylinderkopf 3 angeordnet sein, daß der Kraftstoff direkt in dem Brennraum des Zylinders Z1 zugemessen wird.

Neben dem Zylinder Z1 umfaßt die Brennkraftmaschine noch weitere Zylinder Z2, Z3 und Z4, denen entsprechend ein Ein- und Auslaßventil, Ventiltriebe, Einspritzventile und Zündkerzen zugeordnet sind.

Ein Abgastrakt 4 mit einem Katalysator 40 und einer Sauerstoffsonde ist der Brennkraftmaschine zugeordnet. Ferner ist eine Tankentlüftungseinrichtung vorgesehen mit einem ersten Rohr 51, das über einen Kraftstofftank 52 mit einem Aktivkohlefilter 53, das Kraftstoffdämpfe adsorbiert und desorbiert verbunden. Das Aktivkohlefilter 53 ist über ein zweites Rohr 54 mit dem Sammler 11 verbunden. In dem zweiten Rohr 54 ist ein Tankentlüftungsventil 55 angeordnet, das durch Vorgabe eines Tastverhältnisses TV_{TEV} angesteuert wird.

Eine Steuereinrichtung 6 ist vorgesehen, der Sensoren zugeordnet sind, die verschiedene Meßgrößen erfassen und jeweils den Meßwert der Meßgröße ermitteln. Die Steuereinrichtung 6 ermittelt abhängig von mindestens einer Meßgröße Stellsignale zum Steuern der Ventiltriebe 32, 33, des Einspritzventils 15, der Zündkerze 34 und des Tankentlüftungsventils 55.

Die Sensoren sind ein Pedalstellungsgeber 71, der eine Pedalstellung PV des Fahrpedals 7 erfaßt, ein Positionssensor 16, der einen Öffnungsgrad α_{DK} der Drosselklappe 14 erfaßt, ein Luftmassenmesser 17, der einen Luftmassenstrom m_L erfaßt, ein erster Temperatursensor 18, der eine Temperatur $T_{1,1}$ des von dem Zylinder Z1 angesaugten Gasgemisches erfaßt, ein Kurbelwellenwinkel-Geber 24, der einen Kurbelwellenwinkel KW erfaßt, aus dessen zeitlichen Verlauf in der Steuereinrichtung 6 die Drehzahl N der Pleuelstange 23 berechnet wird, ein zweiter Temperatursensor 25, der eine Kühlmitteltemperatur T_{KUE} erfaßt. Je nach Ausführungsform der Erfindung kann eine beliebige Untermenge der genannten Sensoren oder auch zusätzliche Sensoren vorhanden sein. Der erste Temperatursensor 18 kann beispielsweise auch stromaufwärts der Drosselklappe 14 angeordnet sein.

Die Steuereinrichtung 6 ist vorzugsweise als elektronische Motorsteuerung ausgebildet. Sie kann jedoch auch mehrere Steuergeräte umfassen, die elektrisch leitend miteinander verbunden sind, so z. B. über ein Bussystem.

Ein physikalisches Modell der Brennkraftmaschine ist in der Steuereinrichtung 6 gespeichert und wird von dieser abgearbeitet. Ein Saugrohrdruck p_s in dem Ansaugtrakt und ein Gasmassenstrom \dot{m}_{zy1} in den Zylinder Z1 werden mittels dieses Modells berechnet. Das dynamische Modell wird im folgenden erläutert. Für den Saugrohrdruck p_s läßt sich folgende Differentialgleichung aus der Zustandsgleichung idealer Gase, also der Massenstrombilanz aufstellen:

$$\dot{p}_s = \frac{RT_{L,1}}{V_s} (\dot{m}_{DK} + \dot{m}_{TEV} + \dot{m}_{AGR} - \dot{m}_{zy1}) \quad (F1)$$

Dabei bezeichnet R die allgemeine Gaskonstante, V_s das Volumen des Ansaugtraktes stromabwärts der Drosselklappe 14, $T_{L,1}$ die Temperatur des vom Zylinder angesaugten Gasgemisches, \dot{m}_{DK} den Luftmassenstrom an der Drosselklappe, \dot{m}_{TEV} den Massenstrom am Tankentlüftungsventil 55, \dot{m}_{AGR} den aus interner Abgasrückführung resultierenden Massenstrom und \dot{m}_{zy1} den Gasmassenstrom in den Zylinder Z1.

Für eine zeitdiskrete Darstellung der Beziehung (F1) wird ein Ansatz nach der Trapezintegration gemacht. Alternativ kann jedoch auch ein beliebiges anderes zeitdiskretes Integrationsverfahren, wie z. B. das Euler-Verfahren, eingesetzt werden. Ein Index i kennzeichnet jeweils den Wert der jeweiligen Größe im aktuellen Berechnungszyklus, ein Index i-1 kennzeichnet jeweils den Wert der jeweiligen Größe aus dem letzten Berechnungszyklus.

Mit dem Ansatz der Trapezintegration ergibt sich für den Saugrohrdruck $p_{s,i}$ im aktuellen Berechnungszyklus die Beziehung:

$$p_{s,i} = p_{s,i-1} + \frac{t_A}{2} (\dot{p}_{s,i-1} + \dot{p}_{s,i}) \quad (F2)$$

wobei \dot{p}_s die zeitliche Ableitung des Saugrohrdrucks ist und t_A die Abtastzeit ist, d. h. die Zeitdauer von einem Beginn eines Berechnungszyklusses bis zum Beginn des nächsten Berechnungszyklusses.

Für die Abtastzeit t_A wird vorzugsweise die Segmentzeit t_{SEG} vorgegeben, die gegeben ist durch

$$t_{SEG} = \frac{1}{N \cdot Z} \quad (F3)$$

wobei Z die Zylinderzahl und N die Drehzahl ist.

Die Beziehung (F1) eingesetzt eingesetzt in (F2) ergibt

$$p_{s,i} = p_{s,i-1} + \frac{t_A}{2} \dot{p}_{s,i-1} + \frac{t_A}{2} \frac{RT_{L,1}}{V_s} (\dot{m}_{DK} + \dot{m}_{TEV} + \dot{m}_{AGR} - \dot{m}_{zy1}) \quad (F4)$$

Der Luftmassenstrom \dot{m}_{DK} an der Drosselklappe 14 wird aus der Durchflußgleichung idealer Gase durch Drosselstellen abgeleitet. Demnach gilt

$$\dot{m}_{DK} = A_{DK} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{L,0}}} \Psi_{DK} p_0 \quad (F5)$$

mit

$$\sqrt{\left(\frac{p_{s,i}}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{s,i}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (F6)$$

für unterkritische Druckverhältnisse und

$$\sqrt{p_{q,krit}^{\frac{2}{\kappa}} - p_{q,krit}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (F7)$$

für kritische Druckverhältnisse. Dabei bezeichnet A_{DK} den Strömungsquerschnitt an der Drosselklappe 14, κ den Adiabaten-Exponenten (κ ist z. B. 1,4), Ψ_{DK} die Durchflußfunktion für die Drosselklappe, p_0 den Umgebungsdruck und $p_{q,krit}$ ein kritisches Druckverhältnis zwischen dem Saugrohrdruck p_s und dem Umgebungsdruck p_0 (z. B. $p_{q,krit} = 0,52$).

Für den Massenstrom \dot{m}_{TEV} am Tankentlüftungsventil 55 gilt:

$$\dot{m}_{TEV} = A_{TEV} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{L,0}}} \Psi_{TEV} p_0 \quad (F8)$$

wobei A_{TEV} der Strömungsquerschnitt am Tankentlüftungsventil 55 ist und TV_{TEV} das Tastverhältnis am Tankentlüftungsventil 55 ist.

Falls bevorzugt ein elektromechanischer Ventilantrieb 32, 33 eingesetzt wird, so gewährleisten entsprechende Funktionen in der Steuereinrichtung 6, daß Bauteilsteuern der Ventilantriebe 32, 33 mit einer so ausreichenden Güte kompensiert werden, daß der von dem Zylinder Z1 angesaugte Gasmassenstrom \dot{m}_{Zyl} abhängig von einem Soll-Mengenstrom V_{Zyl} in den Zylinder Z1 ermittelt werden kann. Demnach ergibt sich die Beziehung

$$\dot{m}_{Zyl} = \dot{V}_{Zyl} \frac{P_S}{RT_{L,1}} \quad (F9)$$

Eine interne Abgasrückführung erfolgt durch entsprechendes Einstellen der Ventilüberschneidung, die definiert ist als der Bereich des Kurbelwellenwinkels KW, in dem sowohl das Einlaßventil 30 als auch das Auslaßventil 31 zumindest einen Teil ihrer Strömungsquerschnitte am Ein- und Auslaßkanal des Zylinders freigeben. Bei interner Abgasrückführung strömt ein Teil des Abgases zurück in den Ansaugtrakt 1 und wird dann im folgenden Ansaugtakt wieder in den Brennraum des Zylinders Z1 angesaugt. Falls ein Druckgefälle von dem Abgastrakt 4 hin zu dem Zylinder Z1 und weiter hin zu dem Ansaugtrakt 1 besteht, so strömt auch Abgas von dem Abgastrakt 4 zurück in den Zylinder Z1 und von dort in den Ansaugtrakt 1.

Der aus interner Abgasrückführung resultierende Massenstrom \dot{m}_{AGR} hängt wesentlich ab von einem Winkelabschnitt φ_{VUE} der Ventilüberschneidung, der bezogen ist auf den Kurbelwellenwinkel KW ist und in dem sowohl das Einlaßventil 30 als auch das Auslaßventil 31 zumindest einen Teil ihrer Strömungsquerschnitte am Ein- und Auslaßkanal des Zylinders Z1 freigeben.

Fig. 2 zeigt eine schematische Darstellung des Ventilhubes des Auslaßventils 31 und des Einlaßventils 30 für zwei verschiedene Steuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile aufgetragen über den Kurbelwellenwinkel KW. $\varphi_{EV, \infty}$ ist der Öffnungswinkel des Einlaßventils 30, d. h. der Kurbelwellenwinkel KW, bei dem das Einlaßventil 30 zu öffnen beginnt. $\varphi_{V, SCH}$ ist der Schließwinkel des Auslaßventils 31, d. h. der Kurbelwellenwinkel KW, bei dem das Auslaßventil 31 geschlossen ist. LW-OT bezeichnet den oberen Totpunkt des Kolbens des Zylinders Z1 bei Ladungswechsel. $\varphi_{VUE, 1}$ ist ein erster Wert des Winkelabschnitts φ_{VUE} und $\varphi_{VUE, 2}$ ist ein zweiter Wert des Winkelabschnitts φ_{VUE} . Neben dem Wert des Winkelabschnitts φ_{VUE} ist die Lage des Winkelabschnitts φ_{VUE} bezogen auf den oberen Totpunkt LW-OT des Kolbens bei Ladungswechsel wesentlich für den aus interner AGR-resultierende Massenstrom \dot{m}_{AGR} . Dies ist anhand der Fig. 3 verdeutlicht. SP1 bezeichnet den Flächenschwerpunkt bei einem ersten Beispiel der Ventilsteuerzeiten der Ventilüberschneidung und SP2 bezeichnet den Flächenschwerpunkt der Ventilüberschneidung für ein zweites Beispiel der Ventilsteuerzeiten. Da der Schwerpunkt SP1 vor dem oberen Totpunkt LW-OT des Kolbens bei Ladungswechsel liegt und der Schwerpunkt SP2 mit in den oberen Totpunkt LW-OT zusammenfällt, ist die in dem zweiten Fall zurückgeführte Abgasmasse $\dot{m}_{AGR}(\varphi_{VUE, SP2})$ kleiner als die im ersten Fall zurückgeführte Abgasmasse $\dot{m}_{AGR}(\varphi_{VUE, SP1})$.

Der aus interner Abgasrückführung resultierende Massenstrom \dot{m}_{AGR} wird aus der Durchflußgleichung idealer Gase durch Drosselstellen abgeleitet. Es gilt:

$$\dot{m}_{AGR} = A_{EV} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{AG}}} \psi_{AG} P_{AG} \quad (F10)$$

mit

$$\sqrt{\left(\frac{P_{AG}}{P_{S,j}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{AG}}{P_{S,j}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (F11)$$

für unterkritische Druckverhältnisse und

$$\sqrt{P_{q, krit}^{\frac{2}{\kappa}} - P_{q, krit}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (F12)$$

für überkritische Druckverhältnisse, wobei A_{EV} der Strömungsquerschnitt an dem Einlaßventil 30 ist, T_{AG} die Abgastemperatur ist, P_{AG} der Abgasdruck in dem Zylinder Z1 während der Ventilüberschneidung ist und ψ_{AG} die Durchflußfunktion an dem Einlaßventil 30 ist. Der freie Strömungsquerschnitt A_{EV} an dem Einlaßventil 30 während der Ventilüberschneidung wird hauptsächlich durch die Dauer der gleichzeitigen Öffnung des Ein- und Auslaßventils 30, 31 bestimmt. Je größer der Winkelabschnitt φ_{VUE} der Ventilüberschneidung ist, desto größer ist der Strömungsquerschnitt A_{EV} an dem Einlaßventil 30. Bei einem gleichen Winkelabschnitt φ_{VUE} der Ventilüberschneidung wird durch ein Verschieben eines Schwerpunktswinkels $\varphi_{VUE, SP}$ der Ventilüberschneidungsfläche (siehe Fig. 3) bezogen auf den oberen Totpunkt LW-OT in Richtung des Abgastaktes die rückströmende Abgasmasse verringert.

Setzt man die Beziehung (F5), (F8), (F9), (F10) in (F4) ein und setzt $\Psi_{DK} = \Psi_{TEV} = \Psi$, so ergibt sich daraus folgende Beziehung für den Saugrohrdruck p_s :

$$p_{S,j} = p_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} \dot{p}_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} \frac{RT_{L,1}}{V_S} \left(A_{DK} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{L,0}}} \psi p_0 + A_{TEV} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{L,0}}} \psi p_0 - \dot{V}_{zyl} \frac{p_{S,j}}{RT_{L,1}} + A_{EV} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{AG}}} \psi_{AG} p_{AG,j} \right) \quad (F13)$$

mit den Abkürzungen

$$C_0 = \frac{RT_{L,1}}{V_S} \quad (F14)$$

$$C_1 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{L,0}}} p_0 \quad (F15)$$

$$C_2 = \frac{1}{RT_{L,1}} \quad (F16)$$

$$C_3 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_{AG}}} \quad (F17)$$

ergibt sich:

$$p_{S,j} = p_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} \dot{p}_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} C_0 \left((A_{DK} + A_{TEV}) C_1 \psi - \dot{V}_{zyl} C_2 p_{S,j} + A_{EV} C_3 \psi_{AG} p_{AG,j} \right) \quad (F18)$$

Wird (F18) nach dem Saugrohrdruck p_S aufgelöst, so ergibt sich die rekursive Modellgleichung:

$$p_{S,j} = \frac{p_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} \dot{p}_{S,j-1} + \frac{t_A}{2} C_0 \left(C_1 \psi (A_{DK} + A_{TEV}) + A_{EV} C_3 \psi_{AG} \right)}{1 + \frac{t_A}{2} \dot{V}_{zyl} / V_S} \quad (F19)$$

Für die zeitliche Ableitung \dot{p}_S des Saugrohrdrucks kann näherungsweise angesetzt werden

$$\dot{p}_{S,j-1} = p_{S,j-1} - p_{S,j-1} \quad (F20)$$

In Fig. 4 ist ein Blockschaltbild dargestellt zum Ermitteln des Saugrohrdrucks p_S und des Gasmassenstroms \dot{m}_{zyl} in dem Zylinder mittels des Modells der Brennkraftmaschine. Ein entsprechendes Programm ist in der Steuereinrichtung 6 gespeichert und wird dort abgearbeitet. In einem Block B1 wird ein mittlerer Strömungsquerschnitt \bar{A}_{EV} am Einlaßventil 30 während der Ventilüberschneidung aus einem Kennfeld abhängig von dem Winkelabschnitt ϕ_{VUE} der Ventilüberschneidung, der vorgegeben ist, ermittelt. Das Kennfeld ist durch Messungen an einem Motorprüfstand vorab ermittelt. So kann der mittlere Strömungsquerschnitt \bar{A}_{EV} einfach ermittelt werden, da der Winkelabschnitt ϕ_{VUE} der Ventilüberschneidung vorgegeben ist. In einem Block B2 wird der Wert C_0 gemäß der Beziehung (F14) abhängig von der allgemeinen Gas konstanten R , der Temperatur $T_{L,1}$ des von dem Zylinder angesaugten Gasgemisches und dem Volumen V_S des Ansaugtraktes 1 stromaufwärts der Drosselklappe 14 ermittelt. In einem Block B3 wird der Wert C_2 entsprechend der Beziehung (F16) abhängig von der allgemeinen Gaskonstanten und der Temperatur $T_{L,1}$ des von dem Zylinder angesaugtem Gasgemisches ermittelt.

In einem Block B4 ist ein Kennfeld vorgesehen, aus dem eine Korrekturtemperatur $T_{L,Kor}$ ermittelt wird und zwar abhängig von der Kühlmitteltemperatur T_{kucl} und dem Luftmassenstrom \dot{m}_L an dem Luftmassenmesser 17. Das Kennfeld des Blocks B4 ist dabei durch Messungen an einem Motorprüfstand so bestimmt, daß die Summe der Korrekturtemperatur $T_{L,Kor}$ und der Temperatur $T_{L,1}$ des von dem Zylinder Z1 angesaugten Gasgemisches die Ansauglufttemperatur T_{L0} im Bereich der Drosselklappe 14 ergibt.

In einem Block B5 wird der Wert C_1 aus einem Kennfeld abhängig von der Ansauglufttemperatur T_{L0} und einem Umgebungsdruck p_0 , der entweder als Meßwert eines Umgebungsdrucksensors vorliegt oder der in den vorgegebenen Betriebszuständen – z. B. bei vollständig geöffneter Drosselklappe 14 – aus dem Saugrohrdruck p_S ermittelt wird. Die Be-

ziehung (F15) ist in dem Kennfeld des Blocks B5 abgebildet.

In einem Block B6 wird die Durchflußfunktion Ψ , die gleich ist den Durchflußfunktionen Ψ_{DK} und Ψ_{TEV} an der Drosselklappe 14 und dem Tankentlüftungsventil 55, aus einer Kennlinie ermittelt und zwar abhängig von dem Umgebungsdruck p_0 und dem Verhältnis eines Näherungswertes $p_{S, SCH,i}$ des Saugrohrdruckes p_S des aktuellen Berechnungszyklus, der weiter unten näher erläutert wird.

In dem Block B6 ist die Beziehung (F6) durch eine entsprechende Kennlinie ersetzt.

Statt eines Abgasdruckes p_{AG} wird ein mittlerer Abgasdruck \bar{p}_{AG} während der Ventilüberschneidung ermittelt, um so Rechenzeit zu sparen. Der mittlere Abgasdruck \bar{p}_{AG} ergibt sich aus der folgenden Beziehung:

$$\bar{p}_{AG} = p_0 + p_{AG, dif} \alpha_{VUE, SP} \quad (F21)$$

Der Differenzdruck $p_{AG, dif}$ wird einer Kennlinie entnommen, in der Werte des Differenzdrucks $p_{AG, dif}$ durch die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches in dem Zylinder abhängig von dem in dem vorangegangenen Berechnungszyklus berechneten Gasmassenstrom m_{zyl} in den Zylinder Z1 aufgetragen sind. Ein Korrekturfaktor $\alpha_{VUE, SP}$ ist vorgesehen zur Korrektur des mittleren Abgasdruckes \bar{p}_{AG} in dem Zylinder Z1 während der Ventilüberschneidung abhängig von einem Schwerpunktwinkel $\phi_{VUE, SP}$ der Ventilüberschneidung.

Der Schwerpunktwinkel $\phi_{VUE, SP}$ der Ventilüberschneidung wird in einem Block B8 abhängig von einem Schließwinkel $\phi_{AV, SCH}$ des Auslaßventils 31, dem Winkelabschnitt ϕ_{VUE} der Ventilüberschneidung und einem Korrekturwert P ermittelt. Der Schließwinkel $\phi_{AV, SCH}$ ist der auf den Kurbelwellenwinkel KW bezogene Winkel, bei dem das Auslaßventil 31 gerade geschlossen ist. Der Korrekturwert P kann einfacherweise fest vorgegeben sein oder auch abhängig von einer die Schließgeschwindigkeit der Ein- oder Auslaßventile beeinflussende Größe ermittelt werden, die vorzugsweise ein Strom I_{VA} durch den Ventilantrieb ist. Dadurch wird berücksichtigt, daß abhängig von der Amplitude des Stroms I_{VA} durch den Ventilantrieb 31, 33 die Schließ- oder Öffnungsgeschwindigkeit der Auslaß- oder Einlaßventile wesentlich beeinflusst wird. Der Schwerpunktwinkel $\phi_{VUE, SP}$ wird in dem Block B8 mit der Beziehung (F23), die im folgenden angegeben ist, ermittelt:

$$\phi_{VUE, SP} = \phi_{AV, SCH} + \phi_{VUE} \left(\frac{1}{2} + P \right) \quad (F23)$$

Die Beziehung (F23) ergibt sich unter der Annahme, daß die Ventilhübe des Einlaßventils 30 und des Auslaßventils 31 aufgetragen über den Kurbelwellenwinkel während der Ventilüberschneidung ein Dreieck bilden und unter Anwendung der Formel zum Berechnen des Schwerpunktes eines Dreiecks, dem Strahlensatz, der Annahme, daß die Bewegungsgeschwindigkeiten der Ein- und Auslaßventile 30, 31 bekannt sind und in einem festen Verhältnis zueinander stehen. So kann in dem Block B8 mit einem geringen Rechenaufwand der Schwerpunktwinkel $\phi_{VUE, SP}$ der Ventilüberschneidung präzise ermittelt werden.

In einem Block B9 wird dann der Korrekturfaktor $\alpha_{VUE, SP}$ aus einem Kennfeld ermittelt und zwar beispielsweise abhängig von einem Beladungsgrad des Aktivkohlefilters und/oder einer Lastgröße der Brennkraftmaschine. In einem Block B10 wird der Differenzdruck $p_{AG, dif}$ abhängig von dem Gasmassenstrom $m_{zyl, i-1}$ des letzten Berechnungszyklus ermittelt. So wird mit wenig Rechenaufwand ein ausreichend genauer Schätzwert des allein durch die Verbrennung des Luft/Kraftstoff-Gemisches im Zylinder bewirkten Abgasdruckes ermittelt.

In einem Block B11 wird dann der mittlere Abgasdruck \bar{p}_{AG} in dem Zylinder Z1 während der Ventilüberschneidung gemäß der Beziehung (F21) ermittelt. In einem Block B13 ist in einer Kennlinie die Beziehung (F11) abhängig von dem Verhältnis des mittleren Abgasdruckes \bar{p}_{AG} und des Näherungswertes $p_{S, SCH,i}$ des Saugrohrdruckes p_S des aktuellen Berechnungszyklus aufgetragen. So wird in dem Block B13 die Durchflußfunktion Ψ_{AG} am Einlaßventil 30 ermittelt.

In einem Block B14 wird der Wert C_3 gemäß der Beziehung (F17) abhängig von einer Abgastemperatur T_{AG} aus einer Kennlinie ermittelt. Zum Ermitteln der Abgastemperatur T_{AG} ist entweder ein Temperatursensor in dem Abgastrakt vorgesehen oder ein Schätzwert der Abgastemperatur T_{AG} wird abhängig von dem in dem letzten Berechnungszyklus ermittelten Gasmassenstrom m_{zyl} in dem Zylinder Z1 ermittelt.

In einem Block B15 wird ein Basis-Strömungsquerschnitt $A_{TEV, bas}$ an dem Tankentlüftungsventil 55 aus einem Kennfeld ermittelt. In einem Block B16 wird da

nn ein Strömungsquerschnitt A_{TVE} an dem Tankentlüftungsventil 55 abhängig von dem Basis-Strömungsquerschnitt $A_{TVE, bas}$ an dem Tankentlüftungsventil 55, einer Bordnetzspannung U_{BAT} eines Bordnetzes eines Kraftfahrzeugs, in dem die Brennkraftmaschine angeordnet ist, und einem Referenzwert $U_{BAT, ref}$ der Bordnetzspannung U_{BAT} ermittelt und zwar gemäß einer Beziehung

$$A_{TVE} = \frac{U_{BAT, ref}}{U_{BAT}} A_{TVE, bas} \quad (F24)$$

In dem Block B16 wird so der Strömungsquerschnitt A_{TVE} an dem Tankentlüftungsventil 55 sehr präzise ermittelt, da er stark abhängt von der tatsächlichen Bordnetzspannung U_{BAT} . Der Basisströmungsquerschnitt $A_{TVE, bas}$ ist ermittelt für den Referenzwert $U_{BAT, ref}$ der Bordnetzspannung U_{BAT} .

In einem Block B17 wird der Strömungsquerschnitt A_{DK} an der Drosselklappe 14 abhängig von dem Öffnungsgrad α_{DK} aus einer Kennlinie ermittelt.

In einem Block B18 wird eine Segmentzeitdauer t_{seg} , abhängig von der aktuellen Drehzahl N und der Anzahl Z der Zylinder-Brennkraftmaschine gemäß der Beziehung (F3) ermittelt. Die Abtastzeit t_A wird gleichgesetzt mit der Segmentzeitdauer t_{seg} und bestimmt damit den Berechnungszyklus.

In einem Block B20 wird eine die Last an der Brennkraftmaschine repräsentierende Größe ermittelt. Diese Größe ist vorzugsweise ein Sollwert TQI_SP des Drehmoments, der abhängig von der Fahrpedalstellung PV und der Drehzahl und weiteren Drehmomentanforderungen von Motorbetriebfunktionen oder beispielsweise einer elektronischen Getriebe-
steuerung ermittelt wird. In einem Block B21 wird abhängig von dem Umgebungsdruck p_0 , der Temperatur $T_{L,i}$ des von
dem Zylinder Z1 angesaugten Gasgemisches und dem Sollwert TQI_SP des Drehmoments ein Soll-Mengenstrom V_{zy1} in
den Zylinder Z1 ermittelt. 5

In einem Block B23 erfolgt das Berechnen des Saugrohrdrucks p_s des aktuellen Berechnungszyklusses mit der Formel
gemäß der Beziehung (F19) und das Berechnen des Gasmassenstroms \dot{m}_{zy1} in den Zylinder Z1 mit der Formel gemäß der
Beziehung (I'9).

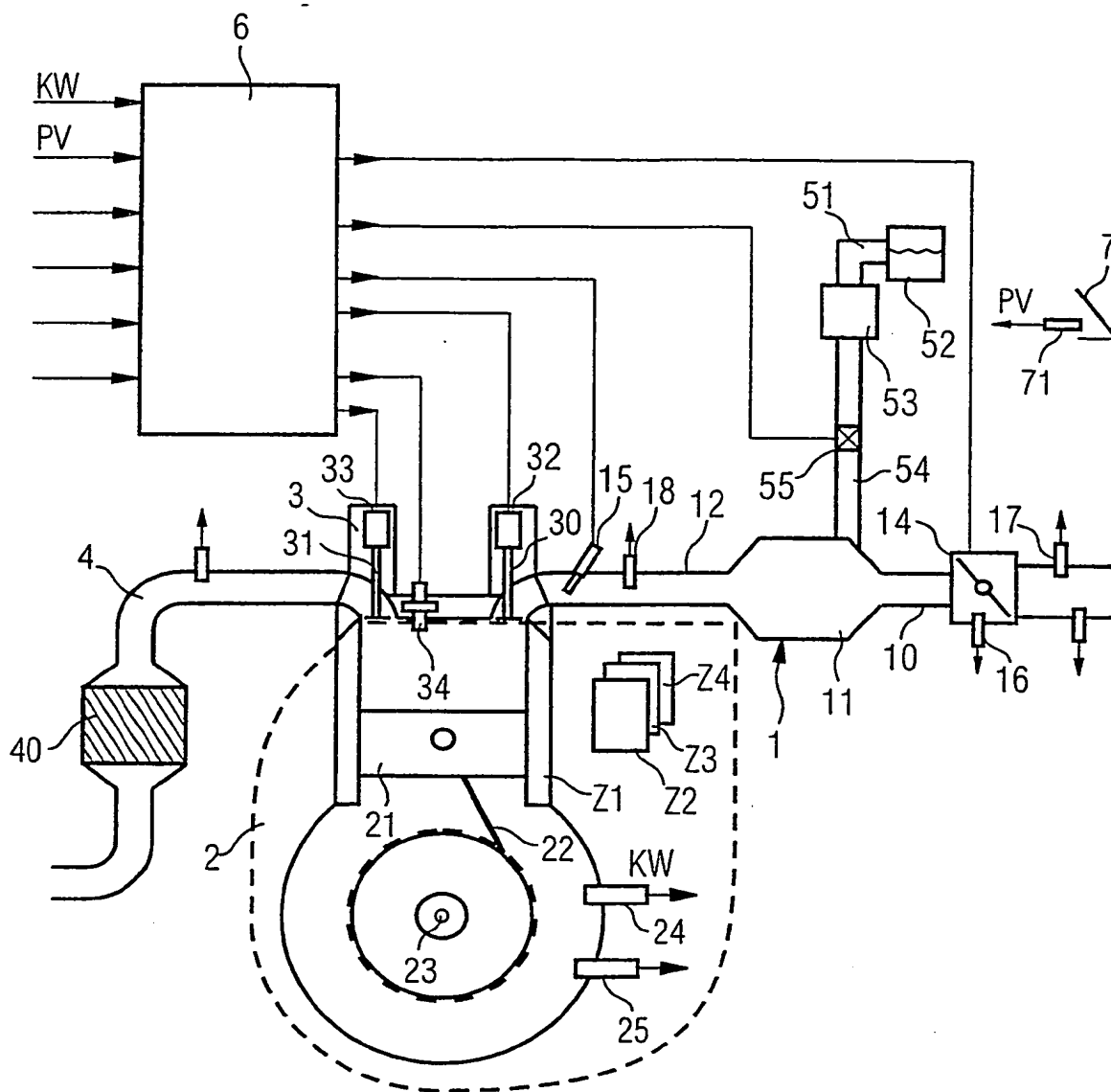
Abhängig von dem Gasmassenstrom $\dot{m}_{zy1,i}$ wird dann beispielsweise eine Einspritzzeit berechnet und werden entspre-
chende Ansteuersignale für das Einspritzventil 15 von der Steuereinrichtung 6 erzeugt. Ein Block B25 ist vorgesehen, in
dem der Näherungswert $P_{s,schl,i}$ des Saugrohrdrucks p_s mittels eines numerischen Integrationsverfahren, beispielsweise
des Euler-Verfahrens, aus dem Saugrohrdruck $p_{s,i-1}$ des vorangegangenen Berechnungszyklus, der zeitlichen Ableitung
 $p_{s,i-1}$ des Saugrohrdrucks des vorangegangenen Berechnungszyklus und der Abtastzeit t_A berechnet wird. 10 15

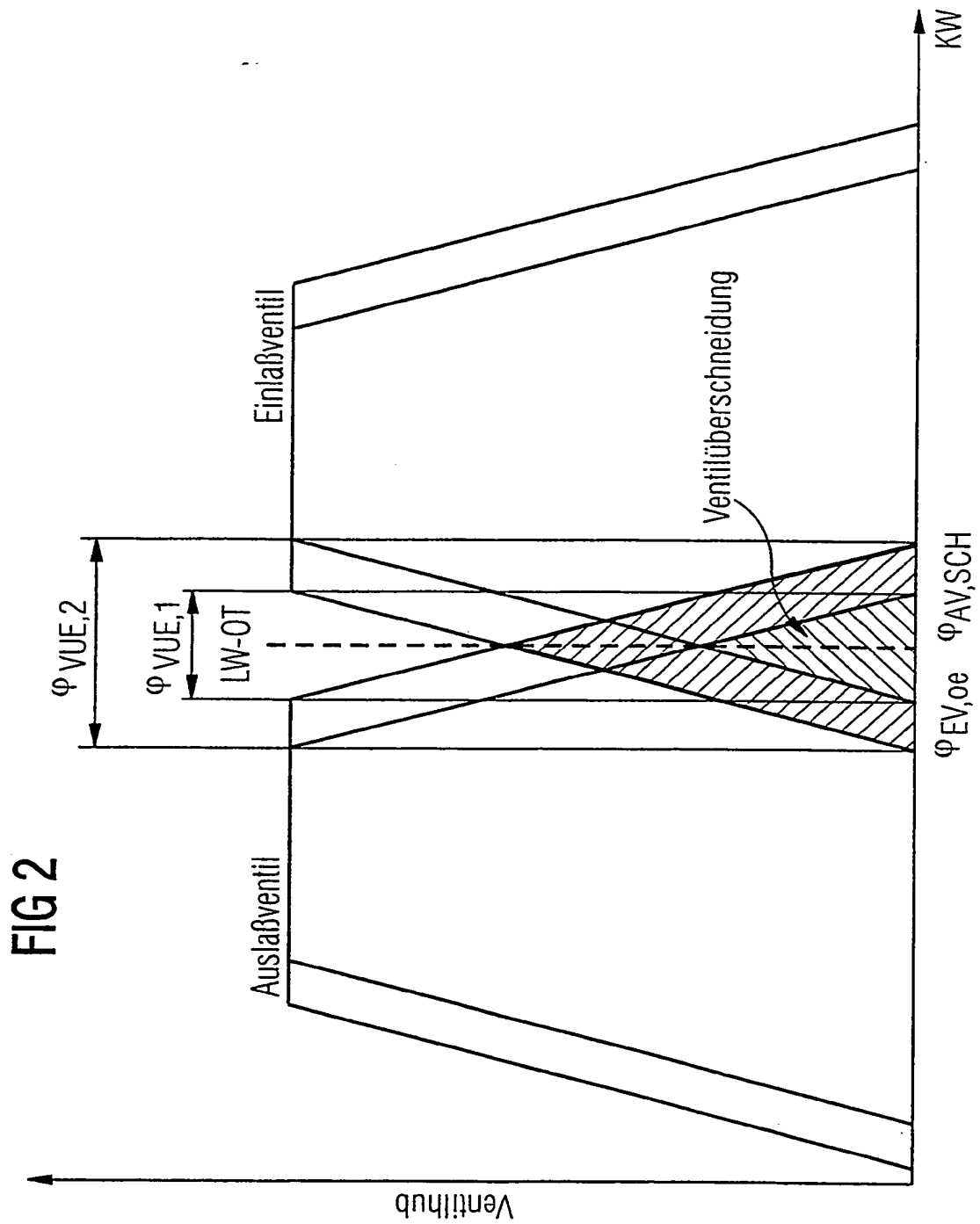
Patentansprüche

1. Einrichtung zum Steuern einer Brennkraftmaschine mit mindestens einem Zylinder (Z1), einem Ansaugtrakt (1)
und einer Tankentlüftungseinrichtung, die mit dem Ansaugtrakt (1) kommuniziert, bei der ein dynamisches Modell
der Brennkraftmaschine zum Berechnen des Saugrohrdrucks (p_s) und/oder eines Massenstroms (\dot{m}_{zy1}) in den Zylinder
der Brennkraftmaschine vorgesehen ist, das abhängt von 20
 - mindestens einer Größe, die einen Massenstrom (\dot{m}_{TEV}) in einer Tankentlüftungseinrichtung charakterisiert,
und
 - zumindest von den Meßgrößen Drehzahl (N) und Öffnungsgrad (α_{Dk}) einer Drosselklappe in dem Ansaug-
trakt (1). 25
2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die den Massenstrom (\dot{m}_{TEV}) in der Tankentlüf-
tungseinrichtung charakterisierende Größe ein Strömungsquerschnitt (A_{TEV}) an einem Tankentlüftungsventil (55)
der Tankentlüftungseinrichtung ist.
3. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die den Massenstrom (\dot{m}_{TEV}) in
der Tankentlüftungseinrichtung charakterisierende Größe der Saugrohrdruck (p_s) und der Umgebungsdruck (p_0) ist. 30
4. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die den Massenstrom in der Tank-
entlüftungseinrichtung charakterisierende Größe die Bordnetzspannung (U_{Bat}) ist. 35

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

FIG 1





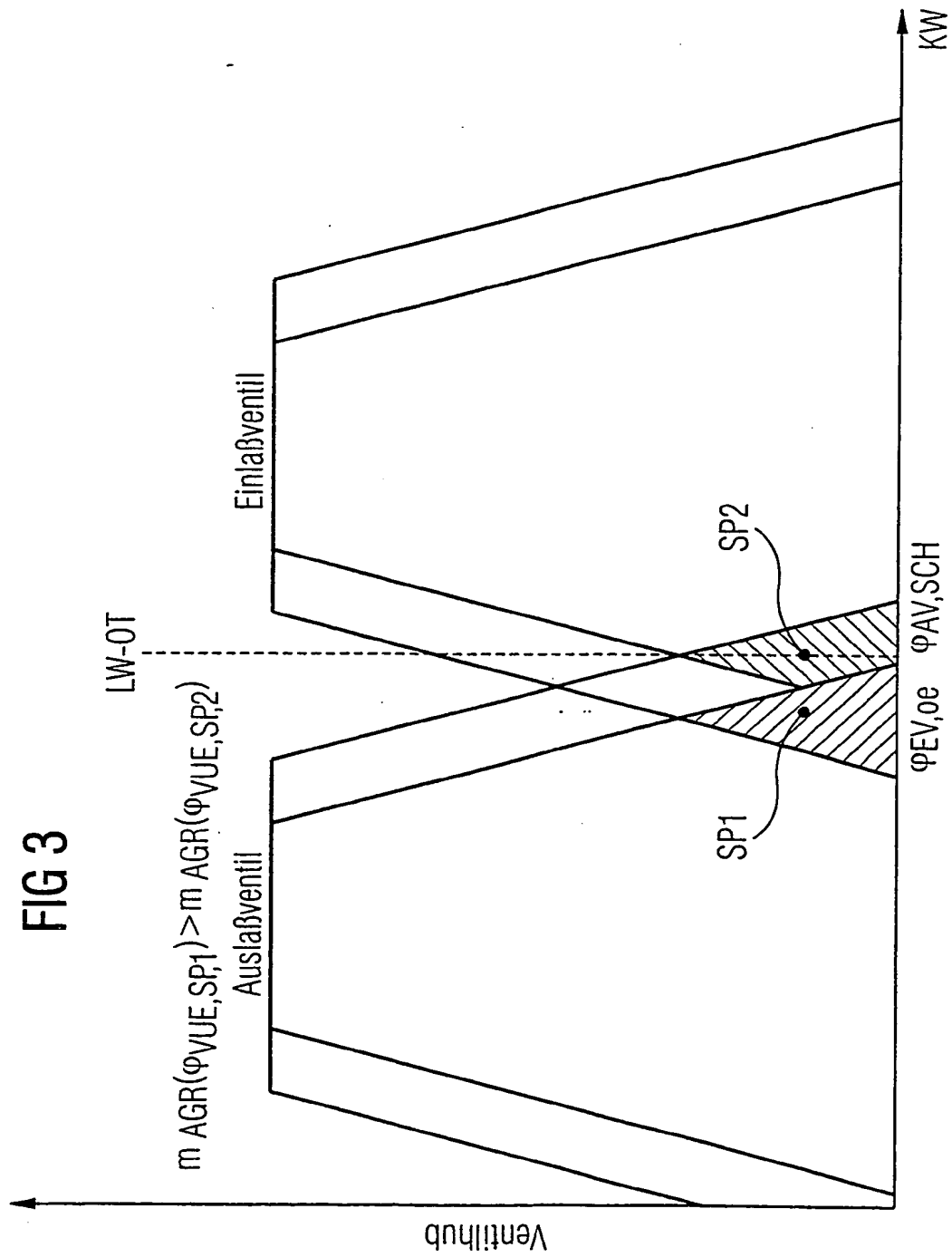


FIG 4

